

加熱炉中セラミックローラーの構造設計に関する研究*

松田 慎太郎^{*1}, デディ スルヤディ^{*1}, 野田 尚昭^{*2}
佐野 義一^{*3}, 高瀬 康^{*4}, 原田 正太^{*1}

Structural Design for Ceramics Rollers Used in the Heating Furnace

Shintarou MATSUDA^{*1}, Dedi SURYADI, Nao-Aki NODA,
Yoshikazu SANO, Yasushi TAKASE and Shota HARADA^{*1} Department of Mechanical Engineering, Kyushu Institute of Technology,
1-1 Sensui-cho, Tobata-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 804-8550 Japan

The roll used in a heat treating furnace is called hearth roll, which has been changed very frequently. This is because high temperature of a furnace induces wear on the roll surface in short period. This paper deals with a new roller structure consisting of ceramics sleeve connected to two steel shafts by shrink fitting because the ceramics has high temperature resistance and high corrosion resistance. However, attention should be paid for the risk of fracture due to the thermal expansion difference between ceramics and steel. In this study the finite element method is applied to calculate the stress appearing at connecting parts with varying the geometries of the shaft. To design the structure safety, it is found that tapered shaft with smaller thickness is most designable for the ceramic hearth roll.

Key words : Ceramics, Thermal Stress, Fatigue, Finite Element Method

1. 緒 言

自動車用鋼板をはじめとする高級鋼材を生産するための熱処理炉(図 1(a)参照)では, 現在, 図 1(b)のようなステンレス耐熱鋼にセラミックス溶射でコーティングされた胴部と, ステンレス耐熱鋼の軸部を溶接, 焼嵌め等で接合し, 中空部を水冷する構造のローラー(ハースロール)が, 主として用いられている. このローラーは, 炉内の高温環境下において使用中に, 耐熱鋼とセラミックスコーティング層の線膨張係数の違いや, コーティング層の密着強度の限界等に起因し, ローラー表面にき裂や剥離, それに伴う肌あれ, 摩耗等の発生を招き, ローラーの寿命を短くしている.

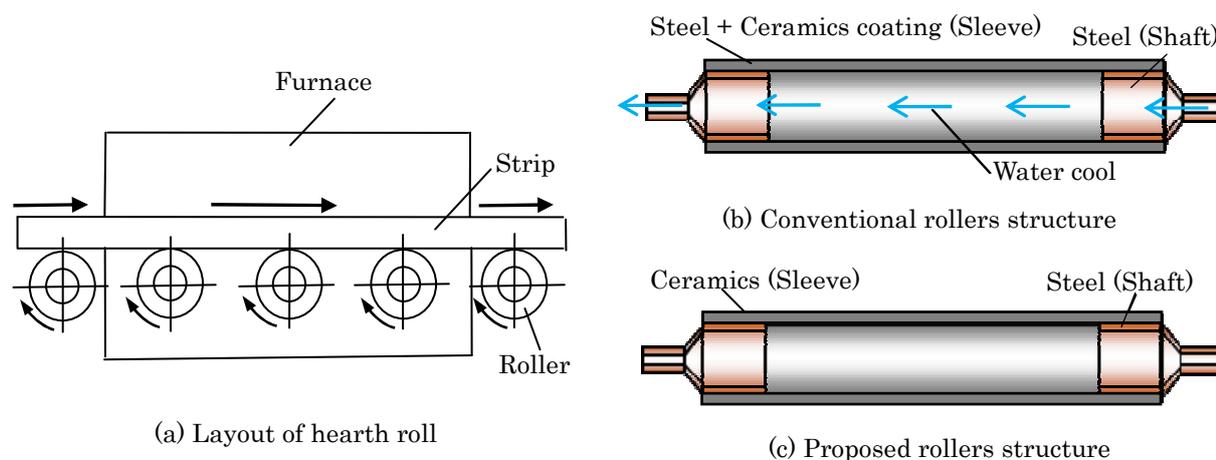


Fig.1 Conventional and proposed rollers in heating furnace

* 原稿受付 2013年2月21日

^{*1} 九州工業大学 大学院 (〒804-8550 福岡県北九州市戸畑区仙水町 1-1)^{*2} 正員, フェロー, 九州工業大学 工学研究院^{*3} 正員, 九州工業大学 工学研究院^{*4} 正員, 九州工業大学 工学部

E-mail: noda@mech.kyutech.ac.jp

そこで、図 1(c)のように胴部材料にセラミックスを用い、中空部を空冷するローラー構造を検討する。胴部を耐熱性・耐摩耗性に優れたセラミックスにすることで、コーティングに起因する欠陥を防止できるので、ローラー寿命の飛躍的な延長が可能となる。また、円筒状セラミックスの接合法として最も適している焼嵌め接合にすることで⁽¹⁾、ローラーの交換やメンテナンスに要する時間を短縮することができる。また、内部水冷をなくすことでセラミックススリーブからの熱放出が小さくなるため熱エネルギーの減少と搬送鋼材の加熱温度を均一にできる。一方で、軸部には線膨張係数がセラミックスに比べ約 4 倍大きい鋼を用いるため、焼嵌め接合部において加熱による膨張差がもたらす胴部セラミックススリーブの張割れや、曲げが加わることによる胴端部の応力集中が問題となってくる。セラミックスは鋼に対して破壊靱性が小さく、強度のばらつきが大きいので、強度上の信頼性は低い。そのため、ローラー各部の応力状況を詳細に把握することがより重要となってくる。

セラミックススリーブに関する強度解析としては、これまでに高温環境下で使用されるセラミックスとセラミックスとを組み立てた構造のメッキ用ローラー⁽²⁾、常温に近い状態で使用されるセラミックスと鋼を組み立てた搬送用ローラー⁽³⁾の研究が行われてきた。そして、高温環境下で使用されるセラミックスを安価な鋼で組み立てた構造のローラーに関して接合部に緩衝材を介在させたり、鋼軸内部を水冷により温度上昇を防ぐ方法(図 1(b))などが提案されている。しかし、無水冷で直接接合させる方法に関する研究は見当たらない。そこで本研究では、図 2 の構造において、高温環境下で稼働中のローラーに生じる応力状態を、幾何的条件を変えて、有限要素法を用いた弾性解析により接合部の最適な設計条件を検討する。

2. 二重円筒モデルによる接合部厚さに関する検討

脆弱なセラミックススリーブの張割れ回避のため、張割れの元になる鋼シャフトの熱膨張力(セラミックススリーブ内面への応力)を小さくすることを考え、軸の肉厚を薄くすることにする。そこで、軸厚さの張割れ応力への影響を調べるため近似的な解析を予備的に行った。まず、軸スリーブの肉厚がセラミックススリーブへの張割れ回避の目安をつける目的で、セラミックススリーブと鋼シャフトとの接触部分の寸法、物性値を用いた二重円筒モデルを想定して解析した。図 2 に接合部近似二重円筒モデルの考え方を示す。なお、解析に用いたローラー材の物性値は 3 章、表 1 に示す。耐火壁相当部のセラミックススリーブには加熱雰囲気は直接当たらないが、想定モデルではその 1/2 に相当する 500°C で加熱されるという厳しい条件を仮定した。焼嵌め率 δ をスリーブ嵌め込み部の内径 $d=240\text{mm}$ で除したものを焼嵌め率 δ/d と定義し、軸部・スリーブ間を焼嵌め率 $\delta/d=0.2\times 10^{-3}$ で接合する。図 2(b)に示すように加熱箇所はスリーブ部外表面で、シャフト部内表面は大気冷却とし、両端は断熱とした。加熱開始から一気に 500°C を与え表面温度がほぼ飽和する加熱時間 5000s における応力を検討した。本解析では、焼嵌めによる接触圧力が比較的大きく、固体熱伝導が支配的となると考えられるので、接触熱伝達率の値を大きくとり、 $1.0\times$

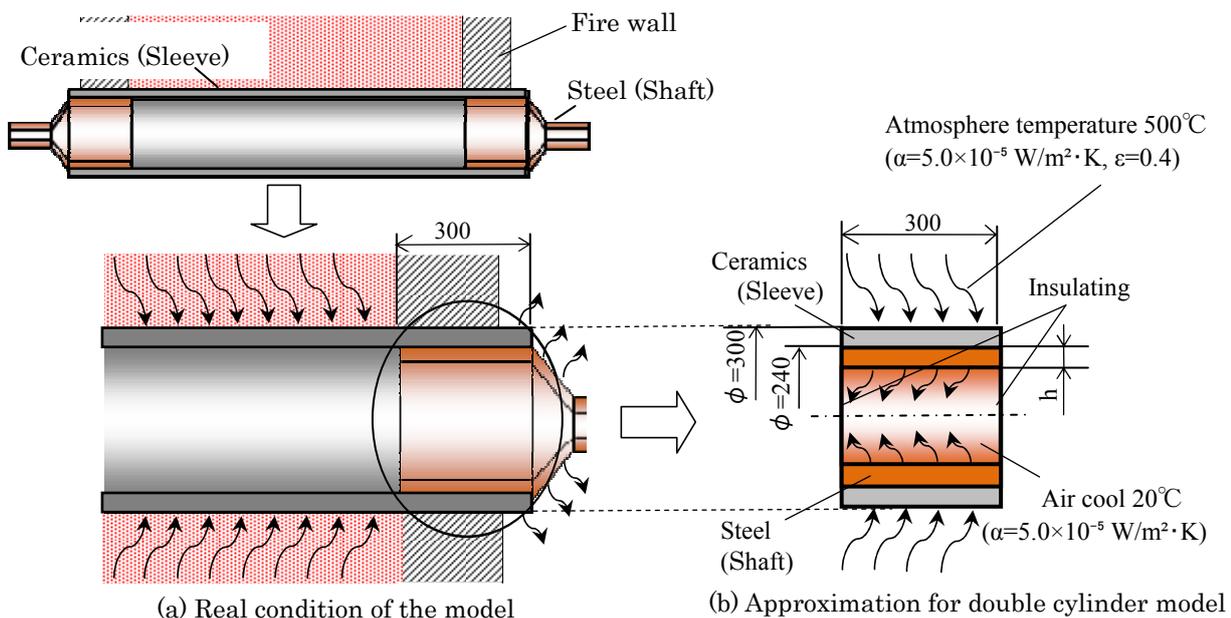


Fig.2 Thermal boundary condition on double cylinder model

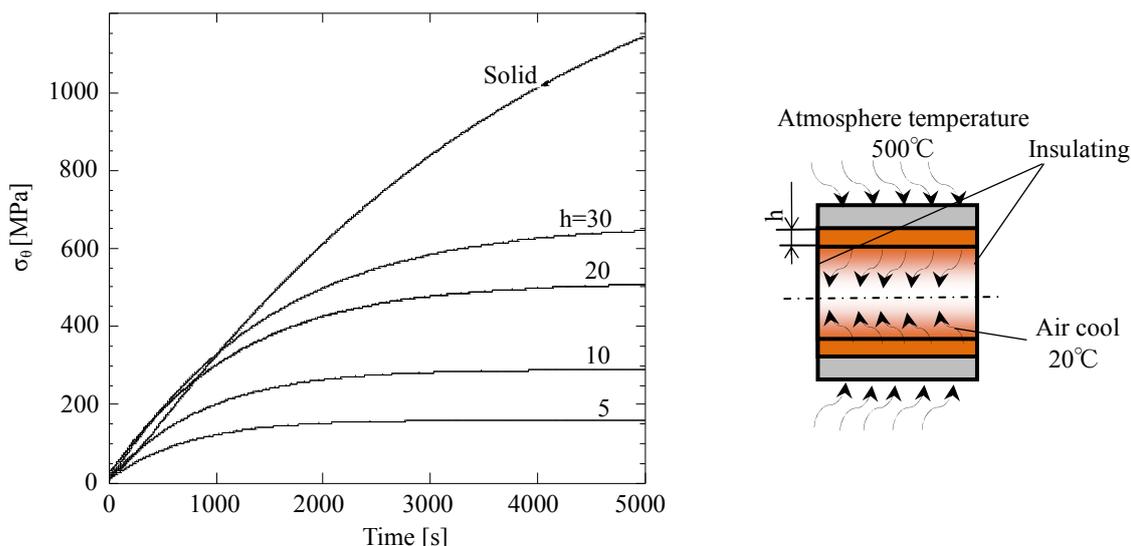


Fig.3 Stresses on the contact part toward time with varying thickness of inner cylinder

$10^9 \text{w/m}^2 \cdot \text{K}$ とした。このような仮定は、軸部の加熱を促進するので張割れを起こしやすい条件になる。セラミックスは破断まで塑性変形を無視できるため、解析は軸対称弾性解析とする。分割には四辺形軸対称要素を使用し、対称性を考慮し、全体の 1/2 を対象としている。

図 3 は、軸スリーブの肉厚を 5mm, 10mm, 20mm, 30mm, 中実(120mm), と変えた場合のセラミックスリーブ内側に生じる張り割れ応力(円周応力) σ_θ を示す。この図から軸の肉厚を薄くするほど軸部の剛性が小さくなるため、セラミックスリーブに生じる引張応力 σ_θ を用いる肉厚によって大幅に低減できることがわかった。

3. 実体モデルによる接合部の基本設計

3・1 境界条件

加熱炉には種々のタイプがあるがここでは、炉内温度 1000°C で用いられるロールと 1200°C で用いられるロールの両方を対象とする。まず、 1000°C で用いられるロールを検討する。前章では二重円筒モデルを用いてシャフト厚さが薄いと良いということを示した。この結果は熱膨張のみを考慮し得られるものである。一方、シャフト

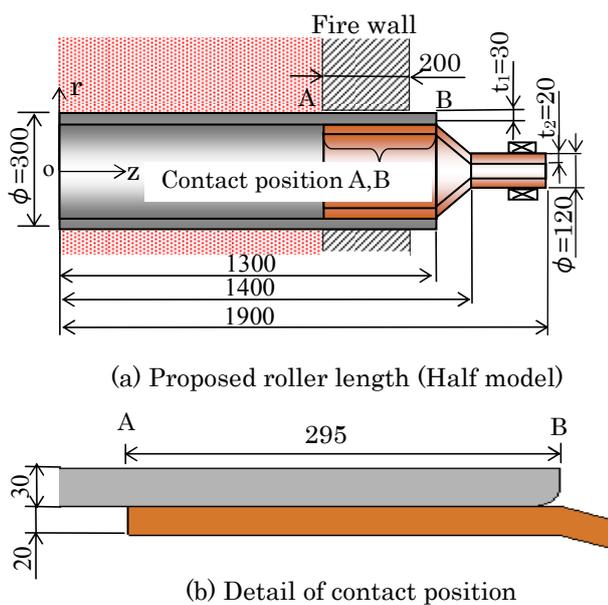


Fig.4 Dimensions of proposed roller

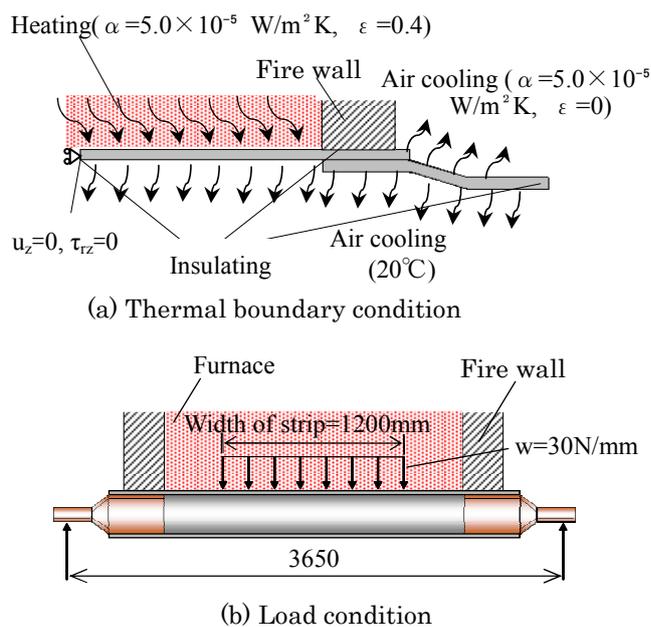


Fig.5 Boundary condition

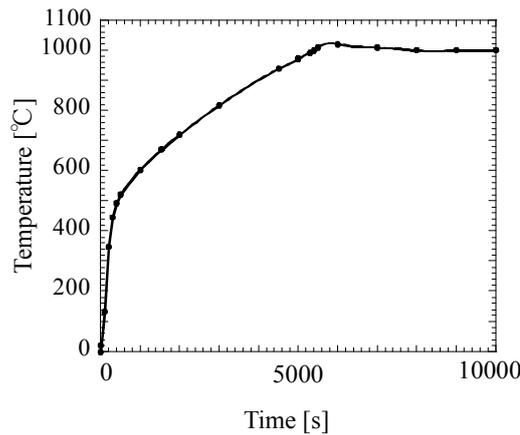


Fig.6 Atmospheric temperature in the furnace

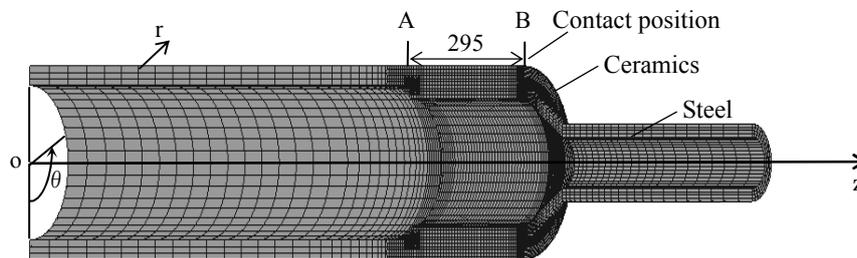


Fig.7 FEM model (3D model)

Table 1 Material properties

		Ceramics (Si_3N_4)	Steel
Young's modulus	[GPa]	300	210
Poisson's ratio		0.28	0.3
Tensile strength	[MPa]	500	600
Mass density	[kg/m^3]	3200	7800
Thermal conductivity	[W/m K]	62.5(393K) 12.5(1273K)	25
Thermal expansion coefficient	[1/K]	3.0×10^{-6}	1.2×10^{-5}
Specific heat	[J/kg K]	680	477
Emissivity		0.4	0.4

には、加熱のほかに荷重負荷による曲げも加わり、さらにまた軸自身の圧縮による塑性変形の問題も考慮する必要があり、ここでは軸スリーブの肉厚を $h=20\text{mm}$ とする。本研究に用いる加熱炉中セラミックローラーの寸法と境界条件を図4、5に示す。胴部中央、軸端は断熱とする。また、セラミックスリーブ内側と軸端部AからBにかけての200mm間に炉壁が位置するため断熱とする。加熱炉内雰囲気温度は、予備加熱実験により得られた図6の加熱曲線を基準として用い、加熱時間はロール温度が飽和温度に達する時間10000sとした。空冷部の雰囲気は20°Cとする。ロール温度が飽和温度に達した後、図5(b)に示すように軸部を単純支持とし、搬送される最大級の鋼板を想定した分布荷重 $w=30\text{N}/\text{mm}$ をローラーズリーブに負荷する。したがって、鋼板咬込み時及び尻抜け時の衝撃による影響は、想定荷重の中に含まれている。また、軸部・スリーブ間を焼嵌め率 $\delta/d=0.2 \times 10^{-3}$ で焼嵌め接合し、焼嵌め部の接触熱伝達率は $1.0 \times 10^9 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ とした。表1にローラー材料の物性値を示す。軸部の材料は鋼、スリーブの材料は窒化珪素セラミックスである。表1中のセラミックスの引張強さ500MPaは、抗折力(曲げ強さ)

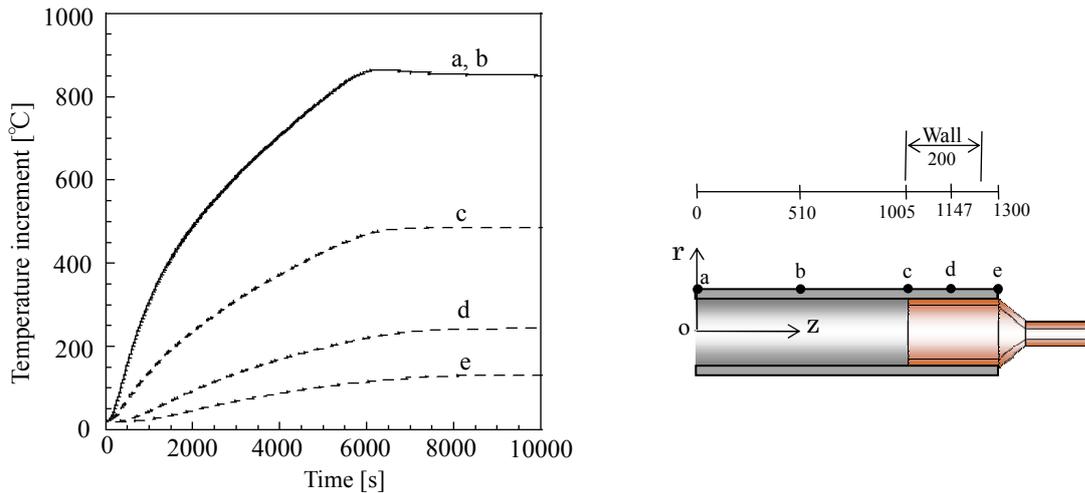


Fig. 8 Temperature increment on the outer surface of sleeve (point a, b, c, d, and e) vs.

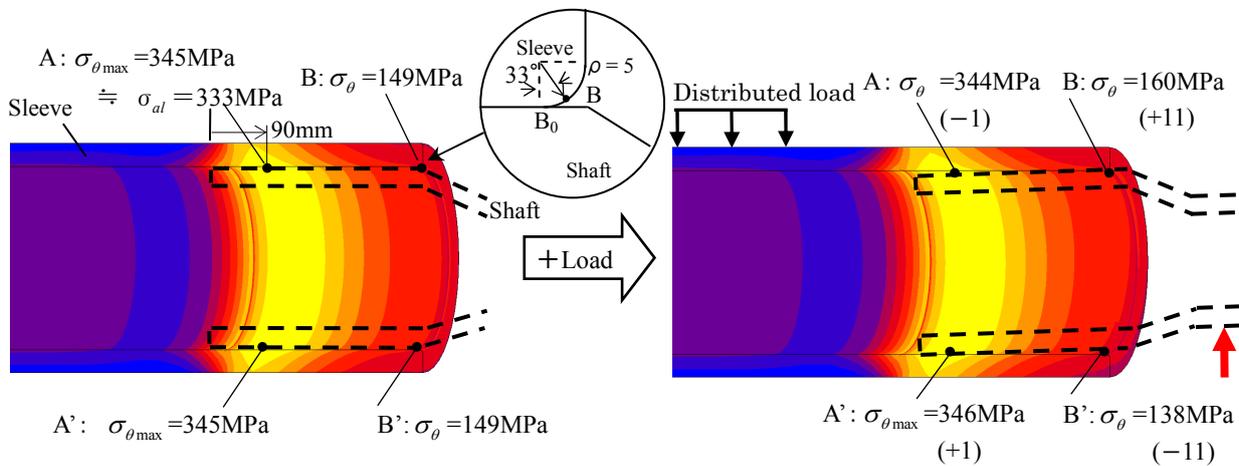


Fig. 9 σ_{θ} due to heating load

Fig. 10 σ_{θ} due to both heating load and distribution load (Bending stress effects)

1000MPa と引張・曲げ強さ比 0.5 を用いて求めた値である^{(4), (5)}。また、表 1 の物性値で、セラミックス材は、500°C まで変化しないものとする。

解析は三次元弾性 FEM 解析で、分割には六面体一次要素を使用し、要素数 25780、節点数 31626 の場合の要素分割例を図 7 に示す。モデルは対称性を考慮し、全体の 1/4 を対象とする。

3・2 加熱条件下のセラミックスリーブに生じる最大引張応力

雰囲気 1000°C 加熱においてロール温度が飽和する状態でセラミックスリーブ接合部の張割れ応力が最大になる。セラミックスリーブ外表面各部の時間温度変化を図 8 に示す。図 8 から加熱後 7000s でほぼ定常温度に到達することが分かる。また、断熱壁内面相当位置 C 点の飽和温度に注目すると 2 章で仮定した加熱温度 500°C に近い温度であり、図 2 の近似モデルが実体から大きく外れていないことが分かった。図 9 には 7000s 加熱時における接合部スリーブ内面の最大引張応力（張割れ応力）分布とその発生位置を示す。円周応力はセラミックスリーブの張割れに直結するので以下では円周方向 σ_{θ} に注目する。図 9 から、セラミックスリーブに生じる最大引張応力 $\sigma_{\theta max}$ の発生箇所は接合部の左側に位置し、345MPa となり、セラミックスの瞬時破壊に対する設計強度 $\sigma_{dl} = 333MPa$ ^{(4), (5)}（室温から 500°C における引張り強さ 500MPa、安全率 1.5）とほぼ同じ程度である。なお、疲労破壊に対する設計強度としては、大径品を対象とする場合には応力勾配のない試験条件、即ち両振引圧疲労限が用いられる。しかしながら、セラミックス材における引圧疲労限は、公表されたもので確認できない。ここでは金属材料に対するデータを参考にして、引張強さ 500MPa の 50%、250MPa を回転曲げ疲労限としているので、これを引圧疲労限に換算した

200MPa を採用する^{(6), (7)}。

3・3 加熱状態に曲げが加わる場合のセラミックスリーブの応力状態

ロール温度が飽和した状態で搬送する鋼板による分布荷重 36000N がロール中央部に負荷される。この荷重によりセラミックスリーブ長さ中央部に生じる曲げ応力（軸方向応力）は±20MPa で疲労強度 200MPa(図 11)に対比して無視できる水準であることが確認できた。1000°C, 7000s 加熱状態で曲げ荷重が負荷される場合の接合部におけるスリーブ内面応力 σ_θ の分布を図 10 に示す。スリーブ接触端部には応力集中を避けるため、 $\rho=5\text{mm}$ の半径を付けている。最大引張応力 $\sigma_{\theta\max}$ は、分布荷重を加える前では点 A, A'の円周位置で 345MPa であるが、荷重を加えた後では点 A'の位置にて 346MPa となる。したがって、点 A, A'での曲げによる応力振幅量は、±1MPa と小さい。一方、曲げによる応力振幅の最大位置は、図 9 より $\rho=5$ の立上り起点より $\theta=33^\circ$ 離れている B, B'で、荷重を加えると最大、最小応力はそれぞれ 160MPa, 138MPa, 応力振幅は 11 MPa である。疲労を検討する場合、これら最大引張応力発生部と最大応力振幅発生部に注目すれば十分と考える。

3・4 セラミックスリーブの疲労強度の検討

焼嵌め接合部を有するロールに、加熱を与えた後分布荷重を作用させた定常的な稼動状態において、セラミックスリーブ接合部に生じる最大、最小応力を $\sigma_{\theta\max}$, $\sigma_{\theta\min}$ とすれば、応力変動による疲労の問題は次式で表される平均応力 $\sigma_{\theta m}$, 応力振幅 $\sigma_{\theta a}$ を用いて検討できる。

$$\sigma_{\theta m, A, B} = \frac{\sigma_{\theta\max A, B} + \sigma_{\theta\min A, B}}{2}, \quad \sigma_{\theta a, A, B} = \frac{\sigma_{\theta\max A, B} - \sigma_{\theta\min A, B}}{2} \quad (1)$$

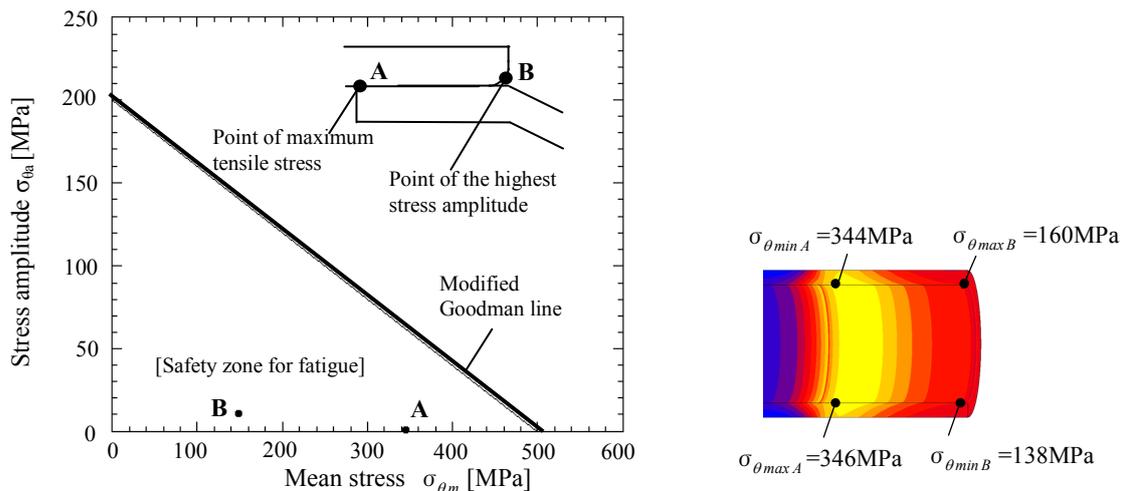


Fig.11 Endurance limit and stresses of ceramic sleeve

この定義によって求めた点 A, 点 B における疲労の強度評価を耐久線図(安全率を考慮しない)を用いて整理し⁽⁷⁾図 11 に示す。耐久線図の縦軸、横軸切片は、それぞれ両振引圧疲労限 200MPa と引張強さ 500MPa で、便宜上これらの切片を直線で結び、安全側の耐久線図とした。応力振幅が小さいので、A, B いずれの点も耐久線の下側で、著しく小さいので疲労による破壊に対しては安全である。

Table 2 Thickness of structural joint of the roller for each model

	Sleeve thickness [mm]	Shaft thickness [mm]	Shape of shaft
Model 1 (Standard)	30	20	Uniform
Model 2	30	5-30	Tapered
Model 3	30	15-30	Short and tapered

4. テーパーシャフトモデルによる張割れの回避について

4・1 接合部新解析モデルの検討

前章では、炉内加熱温度を 1000℃として解析し、静的最大応力条件で安全率 1.5 と同じ程度となり張割れの可能性が残ることが分かった。本章では、さらに苛酷な条件として実在する最高加熱温度 1200℃下で安全性を確保できるようなモデルを検討する。前章で解析したモデルを基準モデルとし、セラミックスリーブの張割れと鋼シャフトの強度を考慮した2種類の条件を加えて接合条件を対象にする。これらのモデルを比較した表2において、前章で解析した円筒状軸の肉厚 20mm のモデル 1、シャフトの形状をテーパ状にしたモデル 2、モデル 2 のシャフト接合部の長さを 120mm 短くしたモデル 3 である。最高加熱温度 1200℃以外の加熱条件、また負荷条件は前章と同様である。

4・2 セラミックスリーブの強度解析(接合部最大引張応力)

加熱温度 1000℃の場合、最大引張応力 $\sigma_{\theta max} = 345\text{MPa}$ は、セラミックスの許容応力 $\sigma_{al} = 333\text{MPa}$ とほぼ同じ値である。図 12 に、加熱温度 1200℃の場合において各モデルが飽和温度に達する加熱時間 10000s でのスリーブ内面に発生する最大引張応力 $\sigma_{\theta max}$ とその発生位置を示す。前章と同じモデル 1 (図 12(a)) の最大引張応力 $\sigma_{\theta max}$ は接合部左端よりに発生し、416MPa で、セラミックス許容応力 $\sigma_{al} = 333\text{MPa}$ を上回るため、張割れリスクが生じる。

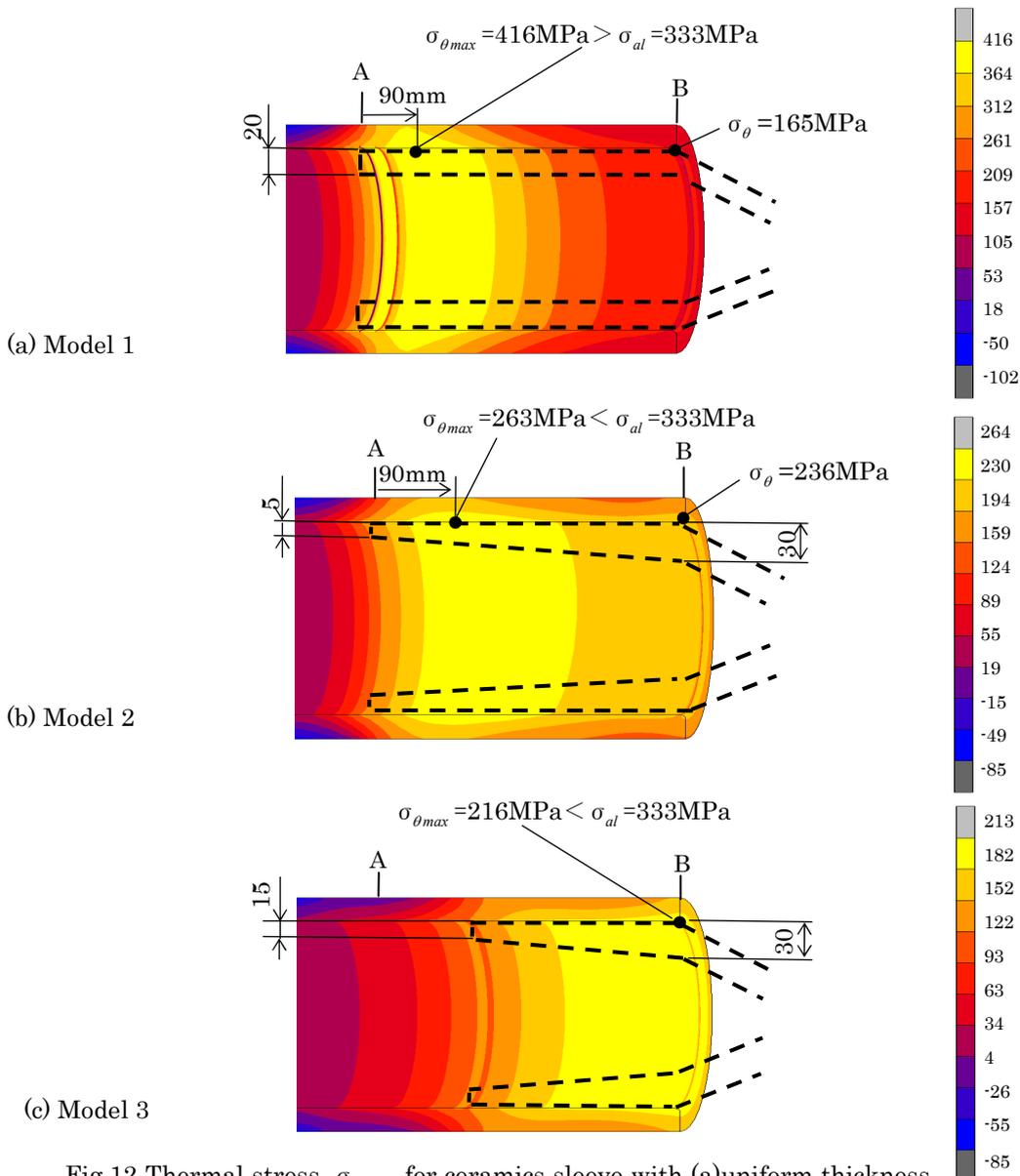


Fig.12 Thermal stress $\sigma_{\theta max}$ for ceramics sleeve with (a)uniform thickness, (b)tapered thickness, (c)short tapered thickness shaft model.

モデル1の最大応力発生相当位置の肉厚を薄くしたモデル2(図12(b))における最大引張応力 $\sigma_{\theta max} = 263\text{MPa}$ はモデル1と比較すると37%低減され、許容応力 σ_{al} を下回り張割れを回避する効果が見られた。次に、モデル3(図12(c))では $\sigma_{\theta max}$ は216MPaと、モデル2以上の低減効果が見られ、モデル1より約50%小さくなった。モデル3の最大引張応力はモデル1, 2と異なり接合部右端で発生する。以上のように、モデル1を改良したモデル2, 3において張割れを回避できることが分かった。

4・3 鋼製シャフトの強度解析(接合部外表面に発生する圧縮応力)

焼嵌め接合部でセラミックスリーブに張割れ応力を生じさせる応力は、そのまま軸スリーブ側にも作用して圧縮応力を生じさせる。軸材に用いる鋼材は加熱により軟化するので破断は生じないが、焼嵌め機能低下に対する評価として塑性変形に対する安全性を明らかにする必要がある。図13(a)にモデル1の被加熱体が飽和温度に達する加熱時間10000sにおけるシャフト接合部外表面の応力分布 σ_{θ} (左目盛)と温度分布Temp.(右目盛)を示す。図には、軸材SCM415の温度に依存する0.2%耐力 $\sigma_{0.2}^{(8)}$ (左目盛)も示している。シャフト外表面の温度分布Temp.は、炉内に近いシャフト接合部左端($z=0$)で約600℃と最も高く、炉内から遠ざかるにつれ200℃以下にまで低下する。炉外の接合境界面温度120~150℃は、類似加熱炉で測定されたロール軸表面温度略々100℃に近いことが分かった。この温度にほぼ比例して、シャフト外表面の圧縮応力 σ_{θ} は $z=0$ で1000MPa、接合部右端($z=300$)で100MPaまで低下する。この結果、軸端部 $z=0$ から $z=90\text{mm}$ にかけて σ_{θ} が0.2%耐力 $\sigma_{0.2}$ を上回る赤色で示す領域($|\sigma_{\theta}| > |\sigma_{0.2}|$)は塑性変形が生じる危険領域となる。

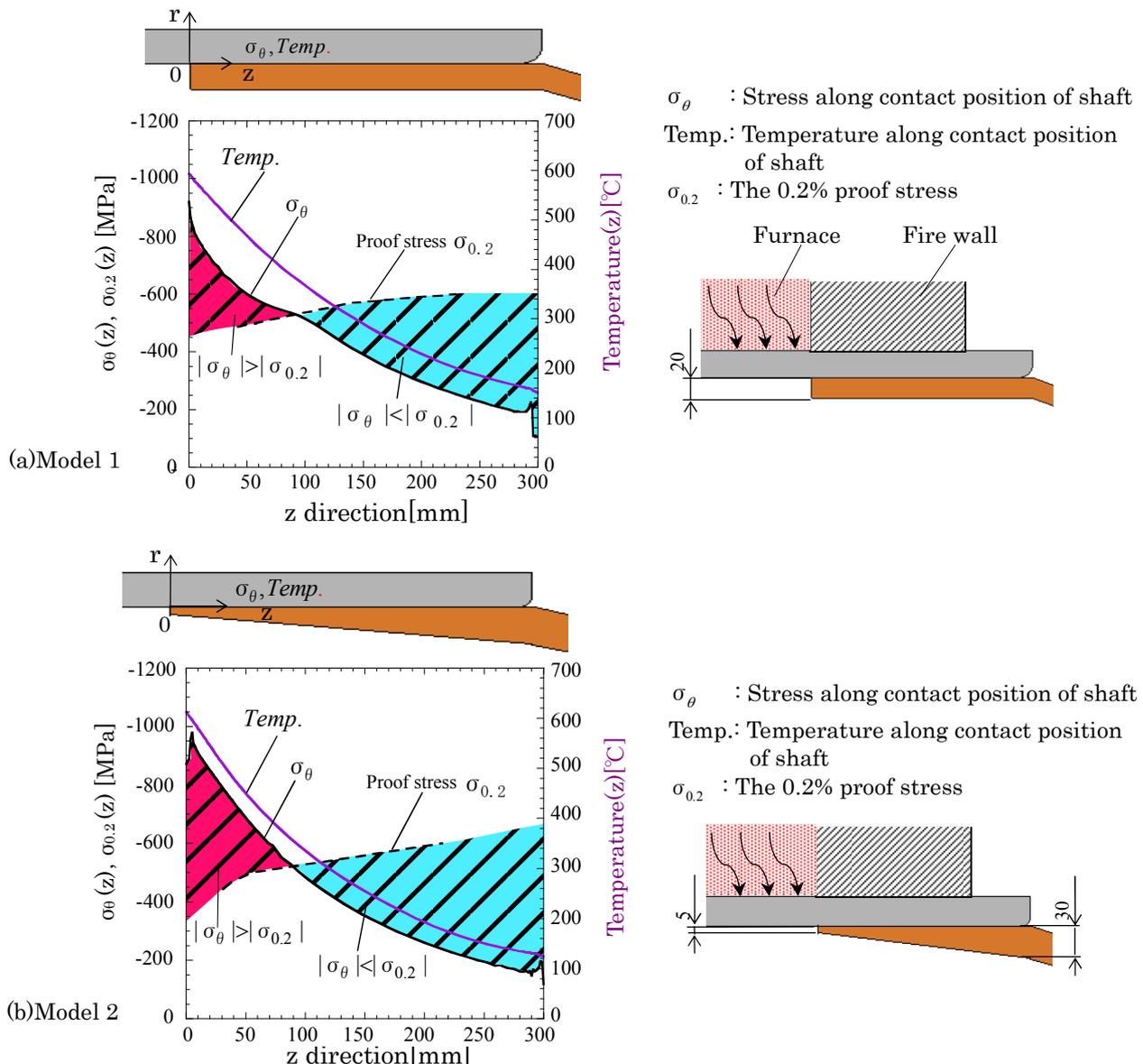


Fig.13 Stress and temperature distribution along contact position of shaft toward the 0.2% proof stress (a) uniform thickness, (b)tapered thickness of shaft (Continued on next page)

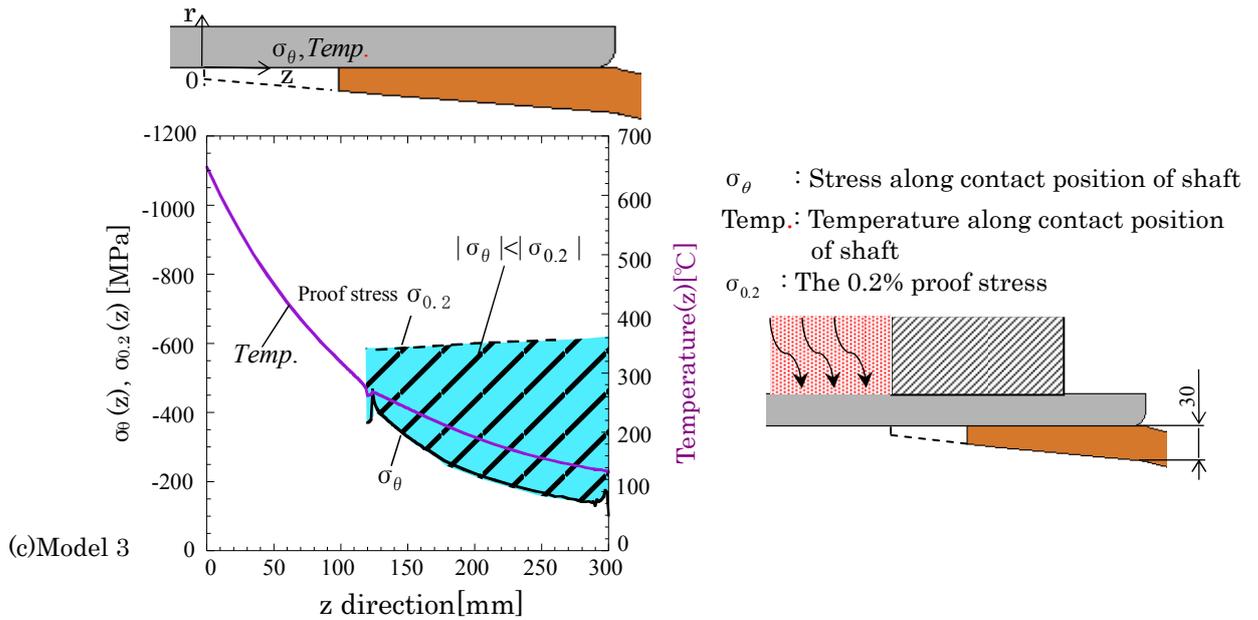


Fig.13 (Continued) Stress and temperature distribution along contact position of shaft toward the 0.2% proof stress (c)short tapered thickness shaft model

図 13(b)より、モデル 2 においても軸端部 $z=0$ から $z=90\text{mm}$ にかけて軸の σ_θ が 0.2%耐力 $\sigma_{0.2}$ を上回る塑性変形領域が生じる。

一方、図 13(c)より、モデル 3 において、軸の接触長を短くすることで温度分布は最も高いところで 250°C となりモデル 1, 2 の最高値 600°C より 350°C も低い。そのため、軸の最大圧縮応力 σ_θ は 500MPa と小さくなり接合部全範囲で 0.2%耐力 $\sigma_{0.2}$ を下回るため塑性変形は生じない安全領域となる。以上、シャフト接合部外表面の塑性変形に対する安全性について検討した結果、モデル 3 が適していることが分かった。

4・4 疲労強度の考察

図 14(a), (b)にセラミックスリーブの耐久線図を示す。各モデルの応力状態は、最大引張応力発生点 A(図 14(a))と、繰返し曲げによる応力振幅が大きい点 B(図 14(b))の2箇所における応力振幅 $\sigma_{\theta a}$ 、平均応力 $\sigma_{\theta m}$ を求めた。ま

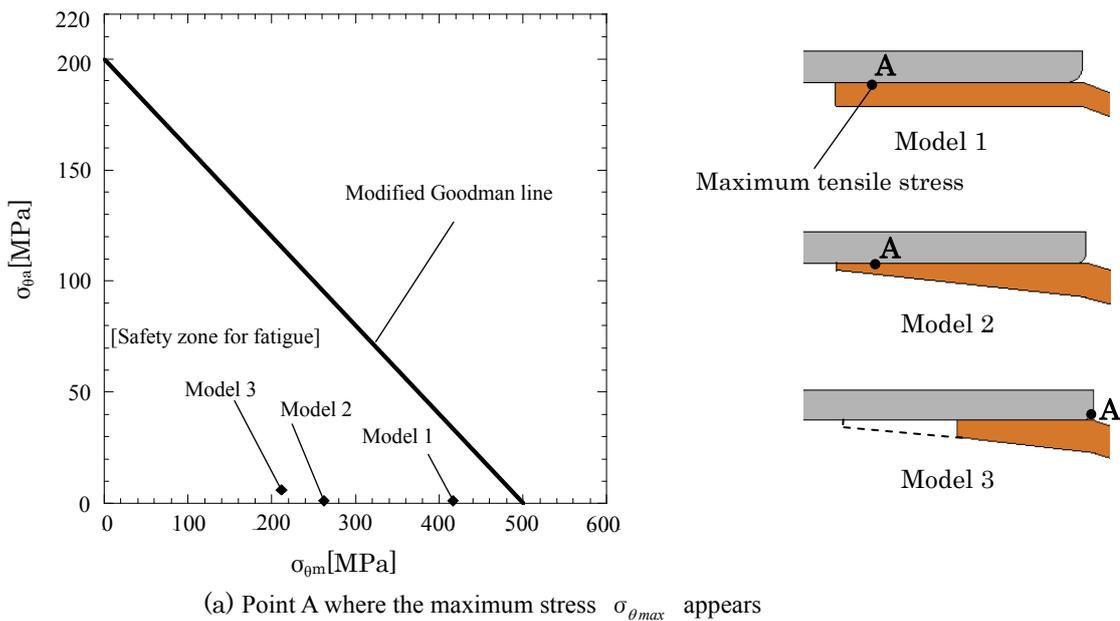


Fig.14 Endurance limit and stresses of ceramic sleeve (Continued on next page)

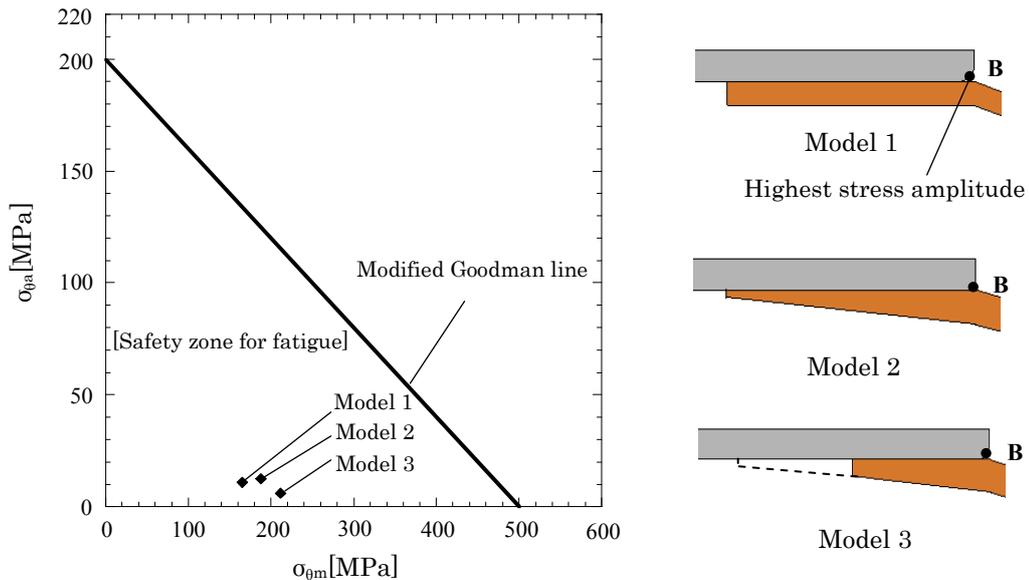
(b) Point B where the maximum stress amplitude σ_{0a} appears

Fig.14 (Continued) Endurance limit and stresses of ceramic sleeve

ず、最大引張応力が生じる点においては、平均応力 $\sigma_{0m} = 210 \sim 420 \text{MPa}$ と大きいものの、応力振幅 σ_{0a} はモデル 1, 2 では $\sigma_{0a} \cong 0 \text{MPa}$, モデル 3 では、 $\sigma_{0a} \cong 5 \text{MPa}$ といずれも耐久線を大幅に下回るため、疲労破壊は生じない。次に、応力振幅最大点に注目すると、いずれもスリーブ内面端部 B に生じ、モデル 1, 2 では $\sigma_{0a} \cong 10 \text{MPa}$, モデル 3 においては、 $\sigma_{0a} \cong 5 \text{MPa}$ となりいずれも安全側に位置する。以上は、安全率を考慮に入れてないが、仮に張割れリスクで用いたと安全率 1.5 を考慮しても、同じ結果である。すなわち、全てのモデルにおける最大引張応力点、応力振幅最大点のどちらの点においても耐久線の下側に位置しているため、疲労による破壊は生じないと考えられる。

5. 結 言

本研究は、高温環境下で使用される加熱炉中ローラーのスリーブに耐熱性・耐摩耗性に優れたセラミックスを用いる点に注目した。その際の最重要課題である接合部の強度設計を行った。具体的には、加熱による張割れ等の静的及び疲労強度について検討を行い、最適な構造を見出すことを目的とした。以下に本研究で得られた結論を述べる。

- (1) 張割れを回避する実体モデル接合部の基本設計における 2 重円筒モデルの解析から、軸スリーブの肉厚を薄くすることでセラミックススリーブ内側に生じる引張応力(張割れ応力)を低減できる。
- (2) セラミックススリーブの張割れにおける検討では、テーパシャフトモデルによって高温部の剛性を低くするため張割れ回避の効果が見られることが分かった。
- (3) 鋼製シャフトの塑性変形に対する強度検討では、高温部を避けるショートテーパモデルの適用により効果が見られることが分かった。

文 献

- (1) 栗文彬, "焼嵌め接合からなる大型円筒セラミックス構造物の強度設計及び解体に関する研究" 九州工業大学博士論文(2012), p.13.

- (2) 野田尚昭, 山田真裕, 佐野義一, 杉山茂禎, 小林正一, “連続溶融金属めっき用セラミック製ロールの熱応力に関する研究”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.70, No.700 (2004), pp.1755-1763.
 - (3) 露成正一, 野田尚昭, Hendra, 高瀬康, “搬送用ローラーにおけるセラミックス製スリーブの焼嵌め接合部に生じる最大応力について”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.74, No.743 (2008), pp.919-925.
 - (4) 日本学術振興会 将来加工技術第 136 委員会, ファインセラミックス技術ハンドブック(1998), pp.414-419, 内田老鶴圃.
 - (5) セラミックス編集委員会講座小委員会, セラミックスの機械的性質, 改訂第 3 版 (1982), p.65, 窯業協会.
 - (6) 崔乾, 堀部進, “セラミックスの静疲労と繰返し疲労”, 金属, 臨時増刊号(1993), pp.15-26.
 - (7) 日本機械学会編, 金属材料疲労強度の設計資料 I (一般, 寸法効果, 切欠効果), 改訂第 2 版 (2007), pp.1-3, 日本機械学会.
 - (8) 日本学術振興会第 129 委員会第 3 分科会, 金属材料高温強度データ集 第 1 編 低合金鋼編, (1964), p.9, 養賢堂.
-